

法政大学学術機関リポジトリ  
HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

# 吹き込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御：周方向吹き込み位置の影響

著者	中島 友稀
出版者	法政大学大学院理工学研究科
雑誌名	法政大学大学院紀要．理工学・工学研究科編
巻	59
発行年	2018-03-31
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10114/14147">http://hdl.handle.net/10114/14147</a>

# 吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御 -周方向吹込み位置の影響-

## CONTROL OF SURGE IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY USING NOZZLE INJECTION SYSTEM -INFLUENCE OF CIRCUMFERENTIAL INJECTION POSITION-

中島友稀

Tomoki NAKAJIMA

指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

One of the effective control methods to suppress the instability phenomena in centrifugal compressor is a nozzle injection system which recirculates a part of the compressed air at the scroll outlet of the centrifugal compressor to the impeller inlet with using a bypass tube. In this study, the effective circumferential position of the injection nozzle which can reduce the flow rate at the onset of surge was investigated in detail. Moreover, the detailed examinations were carried out for the correlation among the circumferential position of injection nozzle, the reduction rate of the flow rate at the onset of surge and the circumferential distribution of the pressure recovery rate in the annular vaneless diffuser approximated by an ellipsoid. The present experimental results showed that the effective injection position distributed in the range of angle from the scroll tongue to 180 degrees in the impeller rotational direction. The most effective shape of the elliptic distribution of pressure recovery rate in the diffuser was also clarified.

**Key Words :** Centrifugal Compressor, Nozzle Injection, Surge, Pressure Recovery Rate, Diffuser

### 1. 緒論

近年、異常気象や地球温暖化などの地球規模の環境問題が深刻化している。そのため世界各国において自動車のエンジンの排出ガスに含まれる有害物質の削減や燃費向上が求められている。これらの対策として、ガソリン、ディーゼル共にエンジンのダウンサイジング化が進んでおり、それに伴う出力低下を補うためにターボチャージャの搭載が普及している。その構成要素である遠心圧縮機は、自動車の走行状態により作動条件が変化するため、広い作動範囲にわたって安定的に作動する必要がある。

しかし、遠心圧縮機を最高圧力比よりも低流量域で作動させると、旋回失速やサージング等の不安定現象が発生するため、その安定作動範囲は制限される。特に、サージングは圧縮機内部の流量と圧力が激しく変動することで、出口配管を含む圧縮機を構成する機器全体に周期的な大きな力が作用する。その結果、激しい騒音の発生や周辺機器の破損を招く可能性がある。サージングの発生点を低流量側へ移動させることによる運転可能な流量範囲の拡大は、広い作動条件下での性能向上に寄与し、環境負荷の低減にもつながるため、不安定現象を抑制する制御方法が多数提案されている。その制御方法の一つに、遠心圧縮機出口付近の圧縮空気の一部を羽根車入口

へノズルを用いて再循環させる吹込み法[1]がある。

吹込み法を用いた研究結果において、周方向吹込み位置をパラメータとした実験により、サージング抑制に最も効果的なのはスクロール舌部から最も離れた位置にあることが示されている[1]。また、ディフューザの性能を評価する圧力回復率の周方向分布の一樣性がサージング発生限界流量に影響を与えることが示唆されているが[2]、その関連の詳細は解明されていない。圧力回復率の周方向分布形状は周方向の測定点数に影響を受けるため、その関連を効率的に解明するには、少ない測定点数でも普遍的に分布形状を規定できる方法を検討する必要がある。

本研究では、サージング抑制に対して効果的な吹込み位置の周方向分布の詳細を明らかにすると共に、ディフューザ圧力回復率の周方向分布形状を規定する方法を提案し、それを用いて周方向吹込み位置をパラメータとした実験データを解析することにより、分布形状とサージング発生限界流量との関連について調査した。また、吹込み流量を測定することによりその循環率を算出し、さらに羽根車入口およびディフューザ壁面の非定常挙動を測定し、羽根車単体特性とディフューザを含む圧縮機特性にも相互比較することにより、周方向吹込み位置の変化がサージングの低流量化に与える影響を調査した。

## 2. 実験装置

実験装置の概要図を図 1 に、遠心羽根車の仕様を表 1 に示す。遠心圧縮機により圧縮された空気は、スクロール出口付近から一部がバイパス管へ流入し、流量センサ、吹込みノズルを経て羽根車入口へ再循環され、残りは吐出し管を通過し絞り弁を経て大気へ開放される。本研究では吹込みを行う場合を **Injection**、行わない場合を **Normal** と呼ぶ。

図 2 に回転軸周りの周方向座標 **TT** を示す。本研究ではスクロール舌部を基準位置 **TT(0)**、最適吹込み位置である舌部より最も離れた位置を **TT(180)** とし、羽根車回転方向に  $a^\circ$  移動した位置を **TT(+a)** 側、逆方向に  $b^\circ$  移動した位置を **TT(-b)** 側と定義した。

本研究で使用した吹込み装置の概要図を図 3 に示す。吸込み管は入口側の回転部と、固定部からなり、吹込み装置は内径 4mm のノズルを回転部側に固定することにより、周方向への移動が可能な構造となっている。吹込みノズルは吸込み管内壁面上に設置されており、その開口端の軸方向位置は、**Injection** の全ての実験条件において羽根車翼前縁から軸方向上流 5mm の位置に設定した。

羽根車入口付近およびディフューザ壁面 (**Hub** 側) の圧力測定位置をそれぞれ図 4 と 5 に示す。羽根車入口付近およびディフューザ内の非定常圧力変動を測定するために、それぞれ 2 つの超小型圧力センサ (**CH1, CH2** と **CH3, CH4**) を羽根車入口側に  $30^\circ$ 、ディフューザの入口側 (半径比 1.25) の **Hub** 壁面上に  $45^\circ$  ずらして設置した。また、ディフューザ内の壁面静圧分布の定常データを取得するために、ディフューザの入口側 (半径比 1.25) および出口側 (半径比 1.75) の **Hub** 壁面上に静圧孔を基準位置 **TT(0)** から周方向に  $45^\circ$  刻みでそれぞれ 8 点設けた。

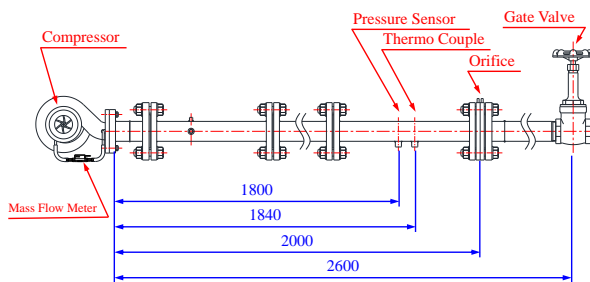


図 1 実験装置概要図

表 1 遠心羽根車仕様

Inlet diameter	$D_1$	(mm)	43.38
Outlet diameter	$D_2$	(mm)	56
Number of blades	$Z$		12
Outlet blade angle	$\beta_2$	(deg.)	40
Inlet blade height	$b_1$	(mm)	15.4
Outlet blade height	$b_2$	(mm)	4.08
Blade thickness	$t$	(mm)	0.4

## 3. 実験方法

羽根車回転数は修正回転数  $N$  を用いて 50,000rpm および 60,000rpm に設定して実験を行った。圧縮機の流量は吐出し管下流に設置された絞り弁で調節し、実験は絞り弁を全開から閉じていき、流量を低下させる方法でサージングが発生するまで行った。本研究ではサージングが発生した絞り弁の開度から最小分解能分 ( $1/32$  回転) ひとつ手前の開度における流量をサージング発生限界流量  $Q_{min}$  と定義した。**Injection** の実験は、吹込みノズルを基準位置 **TT(0)** から  $30^\circ$  刻みに  $360^\circ$  移動させて実験を行った。なお **TT(-30)** についてはノズルとスクロールが干渉するため、実験を行えなかった。

圧縮機入口および出口の温度は熱電対を、吐出し管の壁面静圧とオリフィスの差圧は圧力センサを用いて測定した。ディフューザ壁面静圧の測定には圧力センサを用い、時間平均静圧を算出した。羽根車入口付近およびディフューザ壁面の非定常圧力変動は FFT アナライザを用いて測定した。なお、サンプリング周波数は 102.4kHz とした。また、ディフューザにおける非定常圧力変動には 1kHz のローパスフィルタを用いた。吹込み流量は抽気孔とバイパス管の間に設置した流量センサで測定した。

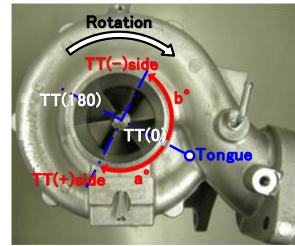


図 2 周方向座標

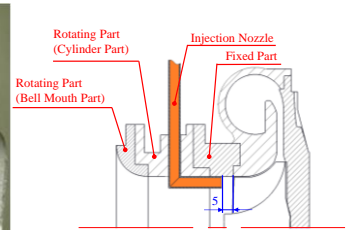


図 3 吹込み装置

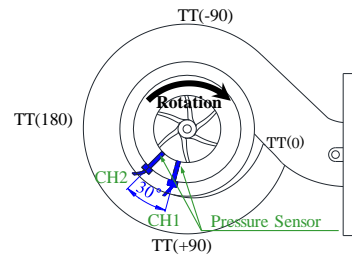


図 4 羽根車入口の圧力測定位置

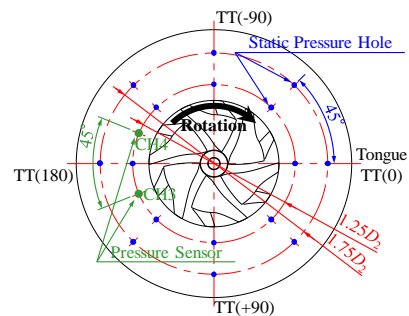


図 5 ディフューザ壁面 (**Hub** 側) の圧力測定位置

#### 4. 実験結果および考察

##### (1) 性能特性

$N=50,000\text{rpm}$  と  $60,000\text{rpm}$  における Normal と Injection の性能特性を図 6 に示す。図の縦軸は圧力比  $\pi_t$ 、横軸は修正質量流量  $Q$  であり、次式を用いてそれぞれ算出した。

$$\pi_t = \frac{P_t}{P_a} \quad [-] \quad (1)$$

$$Q = Q_0 \frac{P_{a0}}{P_a} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad [\text{kg/s}] \quad (2)$$

ここで、 $P_t$  は圧縮機出口全圧、 $P_a$  は大気圧、 $Q_0$  は質量流量、 $P_{a0}$  は標準大気圧、 $T_1$  は大気温度、 $T_0$  は標準大気温度である。なお、各性能曲線における最大の流量は弁開度が全開時の流量、最小の流量はサージング発生限界流量  $Q_{smin}$  である。また同図には Normal のサージング発生限界流量  $Q_{NS}$  が破線で示されている。図 6 から圧力比  $\pi_t$  については両回転数において、吹込み位置の影響は殆ど見られない。 $Q_{smin}$  については、全ての吹込み位置に対して Normal の場合より低流量化している。

吹込みによる  $Q_{smin}$  の低流量化の効果を、次式で定義されるサージマージン改善率  $I_R$  で評価した。

$$I_R = \frac{Q_{NS} - Q_{smin}}{Q_{NS}} \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

図 7 に吹込み位置 TT とサージマージン改善率  $I_R$  の関係を示す。両回転数共に TT(-) 側より TT(+) 側で  $I_R$  が増加していることが分かる。特に TT(+90) から TT(180) にかけて  $I_R$  が顕著に増加する傾向を示している。また、TT(-) 側においては TT(-90) に向かって  $I_R$  が低下する現象も特徴的である。

##### (2) 羽根車特性および圧縮機特性

圧縮機のサージングは、一般的に性能曲線が右上がりを示す流量域において発生するとされている。 $N=50,000\text{rpm}$  および  $60,000\text{rpm}$  における各吹込み位置 TT における羽根車静圧比特性  $\bar{P}_{s3}/P_a$  と圧縮機静圧比特性  $\bar{P}_{s4}/P_a$  の比較を図 8, 9 に示す。ここで、 $\bar{P}_{s3}$  と  $\bar{P}_{s4}$  はそれぞれディフューザ入口と出口での壁面静圧の周方向算術平均値である。また同図には Normal の結果を赤線で示す。図 8, 9 より両回転数の低流量域において圧縮機特性は羽根車特性に比べて右上がりの傾向が強いことから、羽根車特性の方が比較的安定であることが分かる。したがって、羽根車よりディフューザ内で発生する不安定な流動現象の方がサージングの発生に与える影響は強いと考えられ、田中ら[3]の報告と一致している。

吹込みの位置の違いによるサージング抑制効果が圧縮機のサージング特性に与える影響を調査するために、図 10 に各吹込み位置の圧縮機性能特性曲線  $\bar{P}_{s4}/P_a$  における最高静圧比とそれに対する流量  $Q_m$  のみをプロットした図を示す。

また、同図には Normal における  $Q_m$  を破線で示してある。図 10 より、両回転数共に  $Q_m$  は、吹込みを行うことにより Normal よりも低流量側に移動していることが分かる。 $Q_m$  の低下は性能曲線の右下がり特性を広い流量範囲で維持することになるため、安定作動範囲を拡大していることを示している。また、 $I_R$  が高い TT(+) 側の  $Q_m$  は、 $I_R$  が低い TT(-) 側のものより低流量側に分布していることから、TT(+) 側は TT(-) 側よりも  $I_R$  の増加と共に右上がり特性を改善することが分かる。しかし  $I_R$  が最も高い TT(180) の  $Q_m$  が最小値を示していないことから、 $I_R$  の増加が必ずしも右上がり特性の改善につながらないと考えられる。

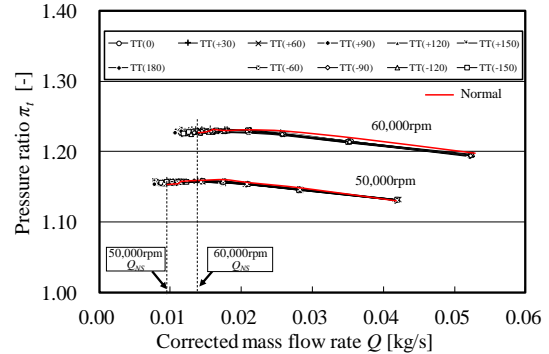


図 6 性能特性

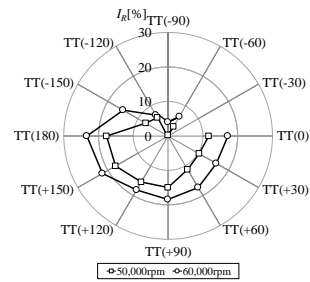


図 7 サージマージン改善率

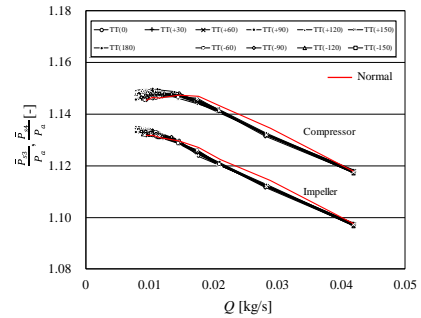


図 8 羽根車特性、圧縮機特性(50,000rpm)

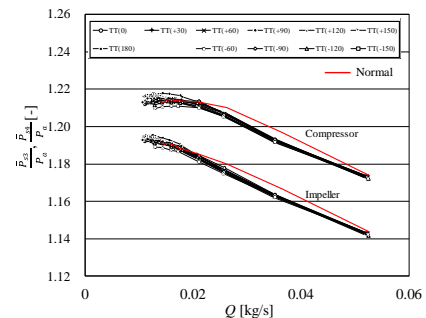


図 9 羽根車特性、圧縮機特性(60,000rpm)

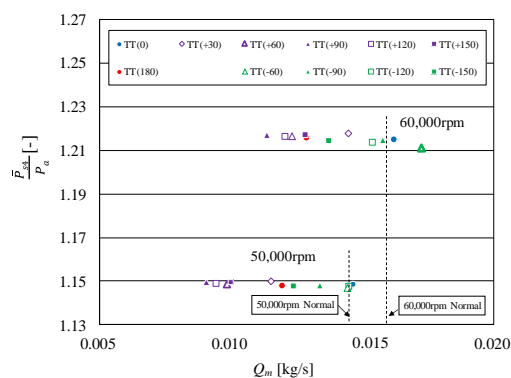


図 10 圧縮機特性における最高静圧比

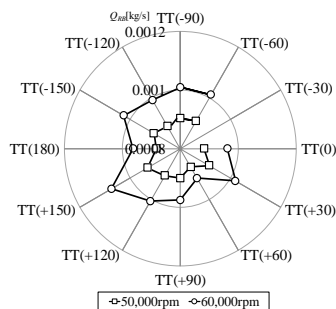


図 11 吹込み流量( $Q_{smin}$ )

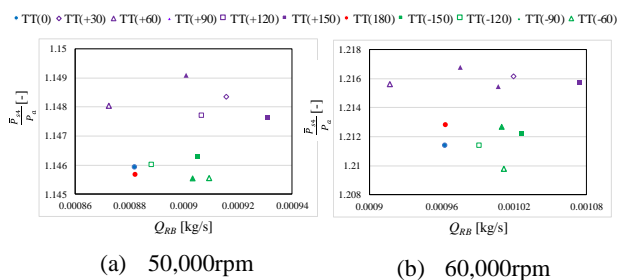


図 12  $\bar{P}_{s4}/P_a - Q_{RB}$  図 ( $Q_{smin}$ )

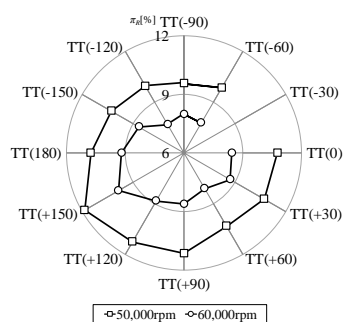


図 13 循環率( $Q_{smin}$ )

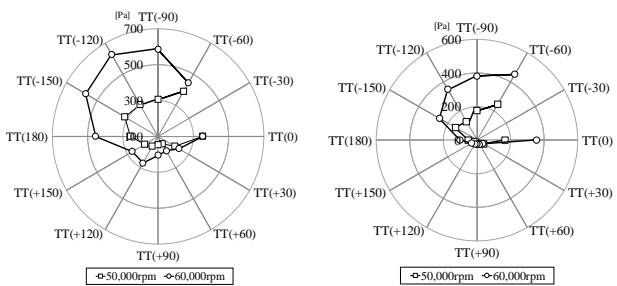


図 14 サージング周波数のスペクトルの大きさ( $Q_{smin}$ )

### (3) 吹込み流量および循環率

図 11 にサージング発生限界流量  $Q_{smin}$  における吹込み流量  $Q_{RB}$  と吹込み位置 TT の関係を示す。図 7 と図 11 の比較から、 $I_R$  が特に高い TT(+90) から TT(180) の間においても  $Q_{RB}$  に増減が見られることから、 $Q_{RB}$  と  $I_R$  の間に相関は無いものと考えられる。

また、吹込み流量  $Q_{RB}$  は圧縮空気を抽気している圧縮機出口とノズルが設置されている羽根車入口の静圧差に依存すると考えられる。圧縮機出口の静圧による吹込み流量への影響を調べるために、図 12 に  $Q_{smin}$  における圧縮機出口平均静圧比  $\bar{P}_{s4}/P_a$  と  $Q_{RB}$  の関係を示す。図 12 から  $\bar{P}_{s4}/P_a$  の上昇に伴い  $Q_{RB}$  が上昇するような相関は見られないことが分かる。したがって、吹込み位置の変化による  $Q_{RB}$  の増減は圧縮機出口の静圧の影響以外に、不安定作動領域で発生する羽根車入口付近の Shroud 壁面上の局所的な逆流領域の形成状態などに影響を受けると考えられる。

次に、圧縮機の全体流量に対する吹込み流量の割合を調べるために、吹込み流量  $Q_{RB}$  と修正質量流量  $Q$  の比で定義される吹込み循環率  $\pi_R$  を次式により算出した。

$$\pi_R = \frac{Q_{RB}}{Q} \times 100 \quad [\%] \quad (4)$$

図 13 に  $Q_{smin}$  における  $\pi_R$  と吹込み位置 TT の関係を示す。図 7 と図 13 の比較から、 $I_R$  の高い TT(+) 側は  $I_R$  の低い TT(-) 側よりも  $\pi_R$  が高くなる傾向を示しており、さらに  $I_R$  が特に高い TT(+90) から TT(180) の間で  $\pi_R$  も最も高くなることが分かる。したがって、吹込み循環率  $\pi_R$  と  $I_R$  の間には相関が有ると考えられる。

以上のようなサージング発生限界流量時の定常的な現象の原因を調べるためには、吸込み管およびディフューザ壁面上の油膜法による流れの可視化を行う必要があると考えられる。

### (4) 羽根車入口およびディフューザ内の非定常圧力

過去の研究[4]より、ディフューザ内の非定常圧力変動の周波数特性においては、最高圧力比付近から流量を低下させていくとサージングのスペクトルが現れ、吹込みにより  $Q_{smin}$  が低流量側へ移動することで、 $Q_{smin}$  におけるサージングのスペクトルは低下することが示された。また、Injection TT(0) と Injection TT(180) 間でサージングのスペクトルの大きさを比較すると Injection TT(180) の方が低くなることが示されている。今回の実験結果より羽根車入口の非定常圧力変動の周波数特性においてもディフューザと同様の傾向が現われることを確認している。そのため、各周方向吹込み位置の変化によるサージングのスペクトルの大きさへの影響を調査した。

図 14 に  $N=50,000\text{rpm}$  と  $60,000\text{rpm}$  におけるサージング発生限界流量  $Q_{smin}$  における、羽根車入口およびディフューザ内の非定常圧力変動の周波数特性におけるサージング周波数のスペクトルの大きさと吹込み位置 TT との関係を示す。



図 14 から両回転数において羽根車入口およびディフューザ内ともに、TT(-)側ではサージングのスペクトルは非常に大きく、TT(+)側はサージングのスペクトルは小さいことが分かる。したがって、TT(+)側に吹込みを行うことにより不安定現象を抑制することが分かる。また非定常圧力変動の結果からも TT(+)側に吹込みを行い、不安定現象を抑制することによって（2）で示した圧縮機特性における右上がり特性を Normal よりも改善したことが分かる。

#### (5) ディフューザ圧力回復係数の周方向分布の分析

##### a) 周方向分布

サージマージン改善率  $I_R$  とディフューザ圧力回復係数  $C_{pr}$  との関係を調査するために、 $N=50,000\text{rpm}$  および  $60,000\text{rpm}$  における Injection TT(+)側および Injection TT(-)側の  $Q_{NS}$  でのディフューザ Hub 壁面上の圧力回復係数  $C_{pr}$  の周方向分布を Normal の結果と共に図 15 と 16 にそれぞれ示す。各図の半径軸は圧力回復係数  $C_{pr}$ 、円周軸は周方向の静圧測定位置である。また、各周方向分布に対応する吹込み位置を示すシンボルの色は紫が TT(+)側、緑が TT(-)側であることを示している。さらに同図には吹込み位置に対応するシンボルで示してある。なおディフューザ圧力回復係数  $C_{pr}$  は次式を用いて算出した。

$$C_{pr} = \frac{P_{s4} - P_{s3}}{\rho(u_2^2 / 2)} \quad [-] \quad (5)$$

ここで、 $P_{s3}$  と  $P_{s4}$  はディフューザ入口および出口における壁面静圧、 $\rho$  は圧縮機出口空気密度、 $u_2$  は羽根車出口周速である。

図 15, 16 から、Normal の分布に対して全ての Injection で各吹込み位置付近の  $C_{pr}$  を上昇させていることが分かる。しかし、各吹込み位置の  $C_{pr}$  の上昇量と図 7 に示される  $I_R$  との間に相関は見られない。また各吹込み位置において、吹込み位置付近の  $C_{pr}$  を上昇させている一方で、反対側の位置での  $C_{pr}$  が低下している分布なども見られる。したがって、 $I_R$  と  $C_{pr}$  の関係を調査するには局所的な  $C_{pr}$  の増減だけでなく、その周方向分布形状の一様性や軸対称性などを調べる必要があり、そのためには周方向の測定点数への依存性を極力抑えた形で、その分布形状を一定の形状に近似する必要がある。そのため最小二乗法を用いて  $C_{pr}$  の周方向分布を楕円に近似し、その分布形状に関わるパラメータとサージマージン改善率  $I_R$  との相関を調査した。

##### b) 楕円近似

$C_{pr}$  の周方向の分布形状は周方向の測定点数に依存するため、その大きさや一様性を評価するには一定の形状に近似する必要がある。本研究では、最小二乗法を用いて  $C_{pr}$  の分布形状を中心座標  $(x_0, y_0)$ 、長径  $a$ 、短径  $b$  を有する楕円で近似した。その近似例を図 17 に示す。さらに近似楕円の形状を規定するパラメータとして周方向平均値  $R$ 、扁平率  $r$ 、原点から楕円の中心までの距離  $l$  を次式により定義した。

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2}}{n} \quad (6)$$

$$r = \frac{b}{a} \quad (7)$$

$$l = \sqrt{x_0^2 + y_0^2} \quad (8)$$

ここで、 $(x_i, y_i)$  は図 17 において定義されている  $x$ - $y$  座標における近似楕円の座標であり、 $n$  は近似楕円のデータ点数である。以上の定義から  $R$  が大きく、 $r$  が 1 に近づき、さらに  $l$  が 0 に近づくと、圧力回復係数の周方向平均値が高く、その周方向分布は回転中心に対して一様な分布となる。

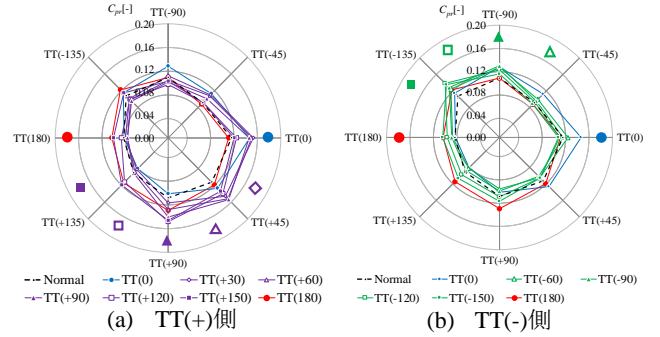


図 15 圧力回復係数分布(50,000rpm,  $Q_{NS}$ )

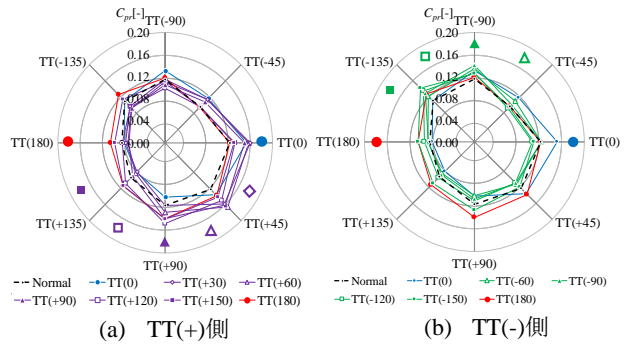


図 16 圧力回復係数分布(60,000rpm,  $Q_{NS}$ )

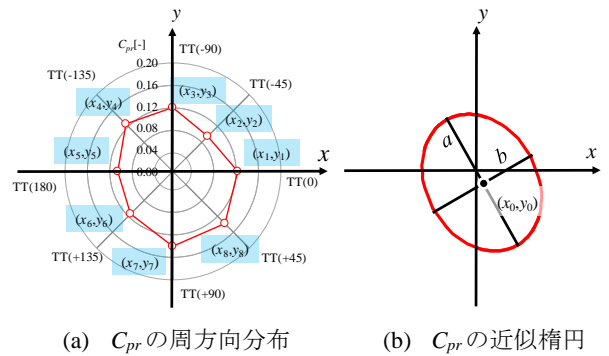


図 17  $C_{pr}$  楕円近似例

Injection の効果に対する周方向平均値  $R$ ，扁平率  $r$ ，原点から楕円の中心までの距離  $l$  の相関を調べるために，図 18, 19 に Normal のサージング発生限界流量  $Q_{NS}$  における両回転数の Normal と Injection での  $R$ ， $r$ ， $l$  間の各関係を示す．図中のシンボルとその色は，図 15, 16 に示した吹込み位置を示すシンボルと対応させている．

図 18, 19 から， $R$  については両回転数で全ての Injection は Normal に比べて増加しており，さらに Injection TT(+) 側はその傾向を強めていることが分かる．図 18 に示す  $l$  については，Normal に比べて Injection TT(-) 側は同程度であるが，Injection TT(+) 側は増加している．図 19 に示す  $r$  については，Normal に比べて Injection TT(+) 側では 60,000rpm の TT(+30) を除いて 1 に向かって増加しているが，Injection TT(-) 側では低下していることが分かる．以上の結果から， $I_R$  が高い Injection TT(+) 側では，Normal に比べて  $R$  が大きく，かつ  $r$  が 1 に向かって増加していることから  $C_{pr}$  の周方向分布はより半径の大きい円を形成する傾向があることが分かる．

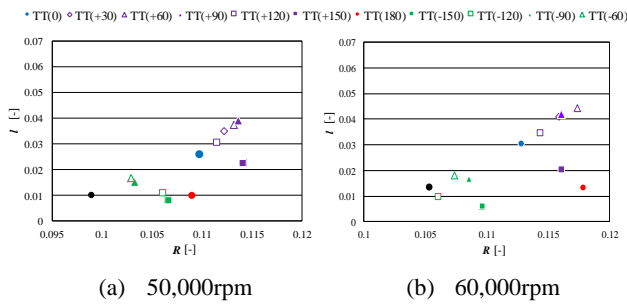


図 18  $l-R$  図

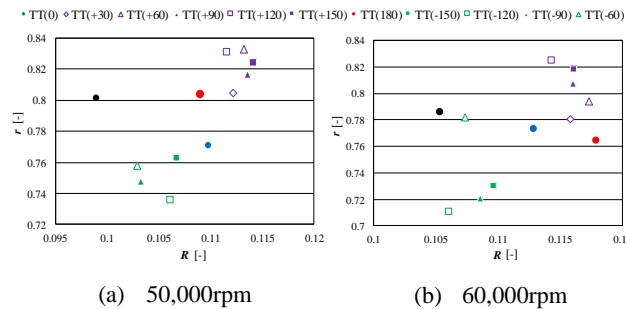


図 19  $r-R$  図

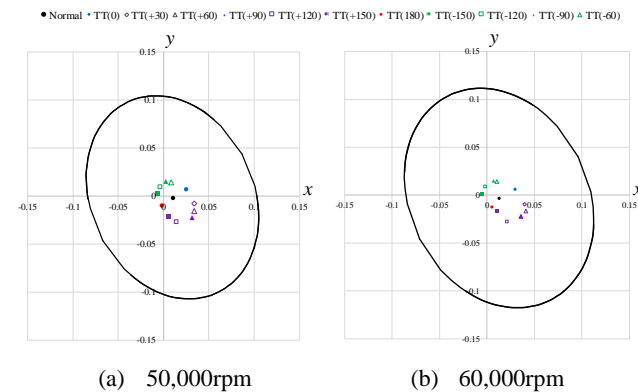


図 20 近似楕円の中心位置

しかし  $l$  が大きくなることから，その中心は回転軸からずれて軸対称性は低下することが分かる．また  $I_R$  が低い Injection TT(-) 側では Normal に比べて  $R$  が大きく，かつ  $r$  が減少していることから  $C_{pr}$  の周方向分布はより扁平な楕円を形成する傾向があると考えられる．

次に， $l$  の増加に伴い軸対称性の低下が見られた  $I_R$  が高い Injection TT(+) 側の  $C_{pr}$  の周方向分布についてさらに詳しく調査する．距離  $l$  は回転軸からのずれの大きさを表しているが，その方向は規定できない．そこで，図 20 に両回転数の Normal および各吹込み位置における近似楕円の中心位置  $(x_0, y_0)$  を示す．なお同図には Normal の近似楕円を重ねて示す．図 20 より両回転数で各 Injection は Normal に対して楕円の中心位置が吹込み位置方向に移動していることが分かる．また Injection TT(+) 側の中心位置が  $y$  座標の負側に分布していることから，TT(+) 側の  $C_{pr}$  を上昇させている．したがって，TT(+) 側の  $C_{pr}$  を増加させながらその周方向分布を円形に近づけ，その半径を拡大することにより， $I_R$  を増加させることができると考えられる．

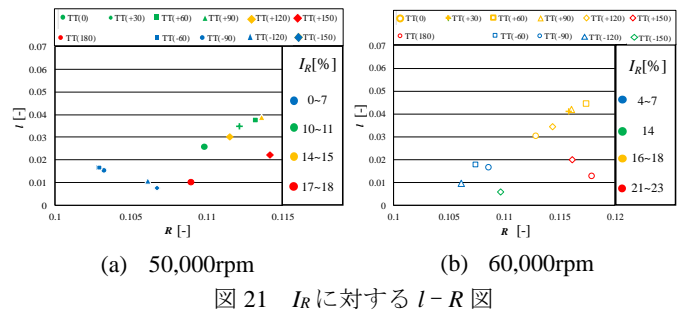


図 21  $I_R$  に対する  $l-R$  図

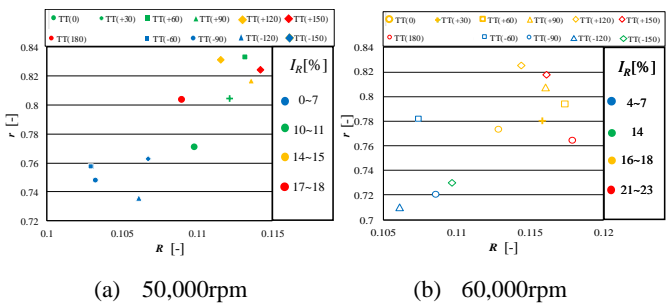


図 22  $I_R$  に対する  $r-R$  図

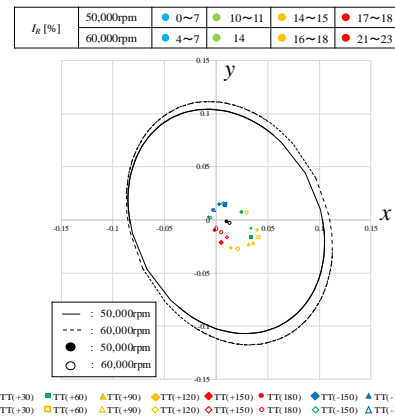


図 23  $I_R$  に対する近似楕円の中心位置

次に、吹込み位置で色付けした図 18～20 に対して、サージマージン改善率  $I_R$  の値を 4 段階に分けて色付けした同様の図を図 21～23 にそれぞれ示す。図 21 に示すように、4 段階に色付けた  $I_R$  の値に対して両回転数において  $R$  が増加し、 $l$  が 0 に近づくほど  $I_R$  は増加する傾向が、 $R$  と  $l$  との関係に表れていることが分かる。一方、図 22 から分かるように、 $I_R$  の値に対して  $r$  と  $R$  の間には、顕著な相関は両回転数において表れていない。また図 23 から、近似楕円の中心位置は、 $x$  座標が 0 に近づくと同時に  $y$  座標が負の値を示すときに  $I_R$  が増加する傾向が現れている。

以上の結果から、「 $R$  の増加に加えた  $r$  の 1 への増加」と関係付けられる「 $C_{pr}$  の周方向分布の真円度の向上とその半径の増加」がサージ発生限界流量を低下させる。また、「 $l$  の 0 への低下」と関係付けられる「 $C_{pr}$  の周方向分布の回転軸に対する軸対称性の向上」が重要であると考えられ、さらにその中心位置を TT(+90)側に僅かにずらすことにより、その低下率を上昇させる可能性があると考えられる。

これらの原因を調査するためにも、ディフューザ壁面上の油膜法による流れの可視化を行い、同面上の圧力回復率の周方向分布との相関を調査する必要がある。

## 5. 結論

本研究により以下の結論を得た。

1. サージ発生限界流量を低流量化する効果的な周方向吹込み位置は、スクロール舌部付近から羽根車回転方向に  $180^\circ$  の範囲に分布し、特に  $90^\circ$  以上でより効果的な傾向を示す。また、この範囲においては循環率の上昇やサージの圧力変動の低下および圧縮機特性曲線の右上がり特性の改善が見られる。

2. サージの発生においては、羽根車よりディフューザ内で発生する不安定な流動現象が与える影響の方が強い。
3. 吹込み位置の変化に伴うサージ発生限界流量の低下量の増加は、必ずしも圧縮機特性曲線の右上がり特性の改善につながらない。
4. ディフューザ圧力回復率の周方向分布の真円度の向上、その半径の増加および回転軸に対する軸対称性の向上がサージ発生限界流量を低流量化させる。さらにその中心位置をスクロール舌部から羽根車回転方向に  $90^\circ$  の位置で半径方向にずらすことにより、その低下率を上昇させる可能性がある。

## 参考文献

- 1) T. Hirano, et al., “Control of Surge in Centrifugal Compressor by Using a Nozzle Injection System”, International Journal of Rotating Machinery, Volume 2012, Article ID 259293, 2012.
- 2) 山瀬英之, 他, “吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージの制御-ノズル開口幅の影響-”, 日本機械学会東北支部第 51 期総会・講演会講演論文集 2016(51), pp49-50, 2016.
- 3) 田中隆太, 山方章弘, “遠心圧縮機の低圧力比におけるサージ特性と内部流れに関する研究”, ターボ機械 43(2), pp83-89, 2015-02.
- 4) 宮正明, 吹込みによる遠心圧縮機のサージの制御-不安定現象抑制メカニズムの解明-, 法政大学修士論文集, 2013.